

**Search Forms****Search Results****Help****User Searches****Preferences****Logout**[Previous Doc](#)[Next Doc](#)[Go to Doc#](#)[First Hit](#)

Generate Collection

118 Entry 3 of 4

File: JPAB

Aug 7, 1990

PUB-NO: JP402199367A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02199367 A

TITLE: HYDRAULIC DRIVE DEVICE FOR RUNNING

PUBN-DATE: August 7, 1990

## INVENTOR-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

TANAKA, HIDEAKI

## ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

HITACHI CONSTR MACH CO LTD

APPL-NO: JP01018784

APPL-DATE: January 27, 1989

INT-CL (IPC): F16H 61/40; F15B 11/02; F16H 61/44

## ABSTRACT:

PURPOSE: To automatically control two running speeds by making the difference between the first and second set values of the hydraulic pump discharge pressure larger than the change quantity of the discharge pressure generated when the displacement volume is switched between the large volume and the small volume.

CONSTITUTION: The block 80 of a controller 44 calculates the first temporary target inclination angle  $\theta_T$  to limit and control the horsepower based on the discharge pressure of a hydraulic pump detected by a sensor 35. A block 81 calculates the second temporary target inclination angle  $\theta_{tri};P$  to make the pressure difference  $\Delta P$  between the feed oil pressure and the load oil pressure detected by a sensor 43 constant, and a block 82 selects the smaller value of  $\theta_T$  and  $\theta_{tri};P$  as the true target inclination angle  $\theta_r$ . A control section 83 controls a pump regulator 30 based on the target inclination angle and the signal  $\theta_e$  from an inclination angle sensor 34. When the pump discharge pressure is the first set value or above, a control section 85 turns a solenoid valve 18 on and switches the swash plate of a hydraulic motor to a large inclination (low speed and large torque). When the pump discharge pressure is the second set value or below which is lower than the first set value, the solenoid valve 18 is turned off, and the swash plate of the hydraulic motor is switched to a small inclination (high speed and small torque). Two running speeds can be automatically controlled, and the hunting at the time of switching control can be prevented.

COPYRIGHT: (C) 1990, JPO&amp;Japio

[Previous Doc](#)[Next Doc](#)[Go to Doc#](#)

⑫ 公開特許公報(A)

平2-199367

⑮ Int.Cl.<sup>5</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成2年(1990)8月7日

F 16 H 61/40  
F 15 B 11/02  
F 16 H 61/44

Q 8312-3 J  
E 7504-3 H  
Z 8312-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全8頁)

⑭ 発明の名称 走行用油圧駆動装置

⑯ 特 願 平1-18784

⑰ 出 願 平1(1989)1月27日

⑱ 発 明 者 田 中 秀 明 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

⑲ 出 願 人 日立建機株式会社 東京都千代田区大手町2丁目6番2号

⑳ 代 理 人 弁理士 春日 譲

明 細 書

1. 発明の名称

走行用油圧駆動装置

2. 特許請求の範囲

(1) エンジンと、このエンジンによって駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプにより駆動される可変容量型の走行用油圧モータと、前記油圧ポンプから走行用油圧モータに供給される圧油の流量を制御する操作弁と、前記油圧ポンプの吐出圧力を検出する圧力検出手段と、前記圧力検出手段で検出した油圧ポンプの吐出圧力を第1の設定値及び第2の設定値と比較し、吐出圧力が第1の設定値以上のときには油圧モータの押しのけ容積を大容量とし、第2の設定値以下のときには小容量とし、第1の設定値と第2の設定値の間にあるときにはそのときの容量を維持するように押しのけ容積を制御するモータ制御手段とを備えた走行用油圧駆動装置において、

前記第1の設定値と第2の設定値の大きさの差が押しのけ容積を大容量と小容量の間で切り換え

るときに生じる前記油圧ポンプの吐出圧力の変化量よりも大きくなるような値にしたことを特徴とする走行用油圧駆動装置。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明はホイールローダ、パワーショベル等の建設車輛用の走行用油圧駆動装置に係わり、特に走行用の駆動源として可変容量型の油圧モータを使用し、その油圧モータの容量を自動的に切り換えることにより走行2速制御を行う走行用油圧駆動装置に関する。

〔従来の技術〕

ホイールローダ、パワーショベル等の建設車輛の走行用油圧駆動装置においては、走行用の駆動源として可変容量型の油圧モータを使用し、その容量を路面の勾配や土質等に起因して生じる走行負荷の変化に応じて2段に切り換え、走行2速制御を行っている。このような走行用油圧駆動装置において、実開昭63-54521号に記載のものは、容量の切り換えをオペレータが行う煩わし

さを解消するためこれを自動的に行うようになっている。

即ち、この従来の走行油圧駆動装置は、エンジンと、このエンジンによって駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプによって駆動される可変容量型の走行用油圧モータと、油圧ポンプの吐出圧力を検出する圧力センサと、この圧力センサで検出したポンプ吐出圧力を設定値と比較し、その結果に応じて走行用油圧モータの斜板傾転角を大傾転（大容量）と小傾転（小容量）との間で変化するモータ制御手段とを備えている。

高走行負荷運転例えば坂道の登坂時には、油圧ポンプの吐出圧力が高く、圧力センサはその高圧のポンプ吐出圧力を検出し、モータ制御手段はその検出されたポンプ吐出圧力が第1の設定値を超えたときに走行用油圧モータの斜板傾転角を大傾転に切り換え制御する。これにより走行用油圧モータは低速・大トルクに設定され、坂道を登坂するに十分な牽引力が得られる。低走行負荷運転例えば平坦路走行に移ると油圧ポンプの吐出圧力

が低くなり、圧力センサはその低圧のポンプ吐出圧力を検出し、モータ制御手段はその検出されたポンプ吐出圧力が第2の設定値より小さいときに走行用油圧モータの斜板傾転角を小傾転に切り換える。これにより走行用油圧モータは高速・低トルクに設定され、高速走行が可能となる。

〔発明が解決しようとする課題〕

このように従来装置においては、油圧ポンプの吐出圧力を検出し、これを第1及び第2の設定値と比較することにより走行用油圧モータの容量制御をし、走行2速制御を自動的に行うことができる。しかしながら、油圧ポンプの吐出圧力を検出して走行用油圧モータの容量を切り換え制御する際、その容量の変化により油圧ポンプの吐出圧力が変化するが、従来装置においては第1及び第2の設定値の大きさの関係については配慮されておらず、検出した油圧ポンプの吐出圧力と比較される第1及び第2の設定値の圧力差が小さいときには、容量の切り換え後のポンプ吐出圧力が第1の設定値以上又は第2の設定値以下の圧力となり、

その変化したポンプ吐出圧力が検出され再び容量の切り換え制御が行われ、容量の切り換え制御の際にハンチングが生じるという問題があった。

本発明の目的は、走行2速制御を自動的に行うことができかつ容量の切り換え制御時にハンチングを起こさない走行用油圧駆動装置を提供することである。

〔課題を解決するための手段〕

上記目的は、第1の設定値と第2の設定値の大きさの差が走行用油圧モータの押しのけ容積を大容量と小容量の間で切り換えるときに生じる油圧ポンプの吐出圧力の変化量よりも大きくなるような値にすることによって達成される。

〔作用〕

このように構成した本発明の走行用油圧駆動装置においては、容量切り換え時に変化した油圧ポンプの吐出圧力は第1の設定値と第2の設定値の間の値となり、容量切り換え後に再び容量の切り換えが行われることがなくなり、容量切り換え制御時のハンチングが防止できる。

〔実施例〕

以下、本発明の一実施例を第1図～第9図により説明する。

第1図において、油圧ポンプ1はエンジン2によって駆動され、油圧ポンプ1によって吐出される圧油は圧油供給管路3、操作弁4、5、主管路6a、6b及び7a、7bを介して可変容量型の1対の走行用油圧モータ8、9に供給される。走行用油圧モータ8、9の駆動軸はそれぞれ図示しない建設車輛の左右走行装置に接続され、これら走行装置を駆動する。主管路6a、6b及び7a、7bにはクロスオーバーリリーフ弁10、11が設けられ、回路圧力の最大値が制御される。

走行用油圧モータ8、9はそれぞれ斜板型の油圧モータであり、これら油圧モータ8、9には斜板8a、9aの傾転角を変えることにより押しのけ容積即ち容量を制御する容量可変機構12、13が設けられている。

容量可変機構12は、切換弁14、高速用斜板操作シリンダ15a、低速用斜板操作シリンダ1

5bからなっている。切換弁14が図示の位置にあるときには、主管路6a、5bの高圧側の回路圧力がパイロット圧として高速用斜板操作シリンダ15aに導入され、油圧モータ8の斜板8aが小傾転角 $\alpha 2$ （小容量）に設定され、油圧モータ8は高速・低トルクに制御される。切換弁14が図示の位置から切り換えられると、パイロット圧が低速用斜板操作シリンダ15bに導入され、油圧モータ8の斜板8aが大傾転角 $\alpha 1$ （大容量）に設定され、油圧モータ8は低速・大トルクに制御される。容量可変機構13も同様に、切換弁16、高速用斜板操作シリンダ17a、低速用斜板操作シリンダ17bからなっている。なお、24、25は走行用油圧モータ8、9に対するメカニカルブレーキである。

切換弁14、15の切り換えは電磁弁18によって行われる。即ち、電磁弁18はパイロット管路19aとパイロット管路19bとの間に設けられ、電磁弁18が図示の位置にあるときには両パイロット管路19a、19bの連通を遮断し、バ

イロット管路19bをタンクに連通させ、切換弁14、16を図示の位置に保持又は切り換え、電磁弁18が図示の位置から切り換えられると、両パイロット管路19a、19bを連通させ、エンジン2によって駆動されるパイロットポンプ20からのパイロット圧を切換弁14、16に作用させ、これら切換弁14、16を図示の位置から切り換える。

油圧ポンプ1は斜板型の可変容量ポンプであり、その斜板1aにポンプレギュレータ30が連携され、斜板1aの傾転角を制御することにより、吐出流量が制御される。

エンジン2はエンジンレバー31の操作により目標回転数が設定され、回転数が制御される。操作弁4、5はそれぞれ走行用操作レバー32、33の操作により位置が制御され、油圧ポンプ1から油圧モータ8、9に供給される圧油の流量と方向が制御される。

油圧ポンプ1の斜板1aには傾転角センサ34が設けられ、斜板1aの傾転角（押しのけ容積）

が検出される。圧油供給管路3には圧力センサ35が設けられ、油圧ポンプ1の吐出圧力が検出される。

また、主管路6a、6b及び7a、7bの高圧側の負荷圧力を取り出すシャトル弁37、38には負荷ライン39、40を介してシャトル弁41が接続され、シャトル弁41には負荷ライン42が接続され、油圧モータ8、9の負荷圧力のうちの高圧側の圧力即ち最大負荷圧力が取り出される。圧油供給管路3と負荷ライン42には差圧センサ43が接続され、油圧ポンプ1の吐出圧力と最大負荷圧力の差圧が検出される。

センサ34、35、43の検出値はコントローラ44に送られ、コントローラ44はこれら検出値に基づきポンプレギュレータ30の制御信号及び電磁弁18の制御信号を作成し、それをポンプレギュレータ30及び電磁弁18に出力する。

コントローラ44で行われる処理内容を第2図に制御ブロック図で示す。ブロック80では圧力センサ35で検出された油圧ポンプ1の吐出圧力

を入力し、第3図に示す入力トルク制限関数 $f(P)$ から、油圧ポンプ1の吐出流量をエンジン2の出力馬力の範囲内とする馬力制限制御のための第1の仮目標傾転角 $\theta I$ を演算する。ブロック81では差圧センサ43で検出された差圧 $\Delta P$ を入力し、その差圧を一定に保持するロードセンシング制御のための第2の仮目標傾転角 $\theta \Delta P$ を演算する。

第2の仮目標傾転角 $\theta \Delta P$ の求め方の一例を第4図に示す。これは目標差圧 $\Delta P_0$ と実際の差圧 $\Delta P$ との偏差による積分制御方式で演算される例であり、第4図はそれをブロック図で示したものである。即ち第4図において、ブロック70は差圧 $\Delta P$ から $\Delta \theta \Delta P = K(\Delta P_0 - \Delta P)$ を演算し、制御1サイクルタイム当りの第2の仮目標傾転角 $\theta \Delta P$ の増分 $\Delta Q \Delta P$ 求め、ブロック71ではこの $\Delta \theta \Delta P$ と前回の制御サイクルで出力された後述する真の目標傾転角 $\theta r-1$ とを加算して第2の仮目標傾転角 $\theta \Delta P$ 式を得る。なお、第2の仮目標傾転角 $\theta \Delta P$ は比例制御方式あるいは比例

・積分制御方式により求めてもよい。

第2図に戻り、ブロック82では第1及び第2の仮目標傾転角 $\theta I$ 、 $\theta \Delta$ の小さいほうの値を真の目標傾転角 $\theta r$ として選択する。ブロック83では真の目標傾転角 $\theta r$ と傾転角センサ34で検出された油圧ポンプ1の傾転角 $\theta e$ を入力し、油圧ポンプ1の斜板傾転角を真の目標傾転角 $\theta r$ にするためのON・OFF制御信号を演算する。この制御信号はポンプレギュレータ30の図示しない2つの電磁弁に出力され、油圧ポンプ1の斜板傾転角が目標傾転角 $\theta r$ に一致するよう制御される。

以上により、油圧ポンプ1の傾転角 $\theta e$ が目標傾転角 $\theta r$ に一致するよう制御される。このとき、第2の仮目標傾転角 $\theta \Delta$ が第1の仮目標傾転角 $\theta I$ より小さいときには、油圧ポンプ1の傾転角は第2の仮目標傾転角 $\theta \Delta$ となるよう制御され、油圧ポンプ1の吐出圧力と最大負荷圧力との差圧が一定に保持され、ロードセンシング制御がなされる。第2の仮目標傾転角 $\theta \Delta$ が第1の仮目標

傾転角 $\theta I$ より大きいときには、油圧ポンプ1の傾転角は第1の仮目標傾転角 $\theta I$ となるよう制御され、油圧ポンプ1の吐出流量と吐出圧力との積をエンジン1の出力馬力の範囲内とする馬力制限制御が行われる。

ブロック85では圧力センサ35で検出された油圧ポンプ1の吐出圧力を入力し、油圧モータ8、9の容量制御をするための制御信号を演算し、電磁弁18に出力する。

第5図にブロック85で行われる処理内容をフローチャートで示す。まず、圧力センサ35の出力から油圧ポンプ1の吐出圧力 $P$ を読み込み、記憶する(ステップS5-0)。次いで、ポンプ吐出圧力が予め設定した第1の値 $P1$ 以上であるかどうかを判断し(ステップS5-1)、その判断結果がYES( $P \geq P1$ )の場合はその状態が予め設定した所定の時間 $t1$  sec以上継続したかどうかを判断し(ステップS5-2)、その判断結果がYESの場合は電磁弁18にON信号を出力する(ステップS5-3)。これにより電磁弁18は第

1図に図示の位置から切り換えられ、切換弁14、16も図示の位置から切り換えられ、低速用斜板操作シリンダ15b、17bが駆動され、走行用油圧モータ8、9の斜板8a、9aが大傾転(大容量) $\alpha 1$ に切り換えられる。即ち、走行用油圧モータ8、9は低速・大トルクに切り換えられる。

ステップS5-2での判断結果がNOの場合には再びステップS5-1に戻り、上記処理を繰り返す。これにより、一時的にポンプ吐出圧力が増加した場合まで走行用油圧モータ8、9の容量が不要に切り換えられるのが防止される。

ステップS5-1での判断結果がNO( $P < P1$ )の場合には、次に、ポンプ吐出圧力 $P$ が第1の設定値 $P1$ よりも小さい予め設定した第2の設定値 $P2$ 以下かどうかを判断する(ステップS5-4)。第2の設定値 $P2$ については後述する。このステップでの判断結果がYES( $P \leq P2$ )の場合は、その状態が予め設定した所定の時間 $t2$  sec以上継続したかどうかを判断し(ステップS5-5)、その判断結果がYESの場合は電磁弁18にOFF

F信号を出力する(ステップS5-6)。これにより電磁弁18は第1図に図示の位置に切り換えられ、切換弁14、16も図示の位置に切り換えられ、高速用斜板操作シリンダ15a、17aが駆動され、走行用油圧モータ8、9の斜板8a、9aが小傾転(小容量) $\alpha 2$ に切り換えられる。即ち、走行用油圧モータ8、9は高速・低トルクに切り換えられる。

ステップS5-5での判断結果がNOの場合には、再びステップS5-4に戻り、上記処理を繰り返す。これにより、一時的にポンプ吐出圧力が減少した場合まで走行用油圧モータ8、9の容量が不要に切り換えられるのが防止される。

ステップS5-4での判断結果がNO( $P > P2$ )の場合には、ステップS5-1に戻り、ステップS5-1、S5-4の処理が繰り返される。これにより、ポンプ吐出圧力 $P$ が $P2 < P < P1$ のときには、その状態になる前の出力信号が電磁弁18に出力され、そのときの走行用油圧モータ8、9の容量が保持される。

ここで、ステップS5-4でポンプ吐出圧力Pと比較される第2の設定値P2は第1の設定値P1に対して以下の関係を満足するように定められている。

$$P2 \leq (\alpha 1 / \alpha 2) P1 - c \quad \dots (1)$$

この(1)式の右辺において、第1項の $(\alpha 1 / \alpha 2) P1$ は油圧モータの容量を小容量 $\alpha 1$ から大容量 $\alpha 2$ に切り換えるときに生じる油圧ポンプ1の吐出圧力の理論上の変化量であり、第2項のcは同容量切り換えの際に生じる管路圧損の変化量である。換言すれば、第1及び第2の設定値P1、P2は、両者の差がモータ容量を小容量 $\alpha 1$ から大容量 $\alpha 2$ に切り換わる時に生じる油圧ポンプ1の吐出圧力の変化量よりも大きくなるような値にしている。

本実施例は以上のように構成したので、油圧ポンプ1の吐出圧力を検出し、これを第1及び第2の設定値P1、P2と比較することにより走行用油圧モータ8、9の容量制御をし、走行2速制御を自動的に行うことができる。

が増加する運転を行ったときの吐出流量Qと走行用油圧モータ8、9の回転数Nとの関係を示す。また、第6図にこのときの馬力制限制御によるポンプ吐出流量Qと吐出圧力Pとの関係を示す。

走行用操作レバーをフルストロークにし、小容量 $\alpha 1$ にて平地を高速走行していたとし(a点)、そのときの吐出流量をQa、吐出圧力をPaとする。ここで、平地から登り坂にさしかかると、吐出圧力Pが上昇し、吐出流量Qが第7図の等馬力線上を低下する。吐出圧力がb点の第1の設定値P1まで増加すると、油圧モータの容量が小容量 $\alpha 1$ から大容量 $\alpha 2$ に切り換わる(第5図のステップS5-1～S5-3)。吐出圧力P1での吐出流量をQ1とすると、吐出流量Q1における走行用油圧モータ8、9の回転数N1は、

$$N1 = Q1 / \alpha 1 \quad \dots (2)$$

で表わされる。小容量 $\alpha 1$ から大容量 $\alpha 2$ に切り換わっても油圧モータの駆動トルクは同じであるから、容量切り換え後の大容量での吐出圧力をP1'とすると(c点)、 $P1 \alpha 1 = P1' \alpha 2$ が成り

例えば、高走行負荷運転例えば坂道の登坂走行時には油圧ポンプ1の吐出圧力が上昇する。コントローラ44は、吐出圧力が第1の設定値P1以上になると油圧モータ8、9の容量を大容量 $\alpha 2$ に切り換える(第5図のステップS5-1～S5-3)。これにより油圧モータは低速・大トルクに設定され、坂道を登坂するに十分な牽引力が得られる。低走行負荷運転例えば平坦路走行に移ると油圧ポンプ1の吐出圧力が減少する。コントローラ44は、吐出圧力が第2の設定値P2以下になると油圧モータ8、9の斜板傾転角を小容量 $\alpha 1$ に切り換える(第5図のステップS5-4～S5-6)。これにより油圧モータは高速・低トルクに設定され、高速走行が可能となる。

また本実施例においては、モータ容量制御において吐出圧力Pと比較される第1の設定値P1と第2の設定値P2を前述した(1)式を満足するように定めている。これにより次のような作用効果が得られる。

第6図に本実施例で油圧ポンプ1の吐出圧力P

立つ。よって切り換え後の吐出圧力は、

$$P1' = (\alpha 1 / \alpha 2) P1 \quad \dots (3)$$

となる。即ち、容量の切り換えにより吐出圧力は低下する。

一方、このとき吐出圧力は第7図の等馬力線に沿ってP1からP1'に低下するので、 $P1' Q1' = P1 Q1$ が成り立ち、 $Q1' = (P1 / P1') Q1$ が得られる。この式と(3)式から、切り換え後の吐出流量Q1'は、

$$Q1' = (\alpha 2 / \alpha 1) Q1 \quad \dots (4)$$

となる。即ち、吐出圧力の低下に運動して吐出流量は増大する。

切り換え後の大容量 $\alpha 2$ での油圧モータの回転数をN1'とすると、 $N1' = Q1' / \alpha 2$ であり、これは(4)式より、 $N1' = Q1 / \alpha 1$ となる。よって $N1 = N1'$ であり、モータ回転数が一定のまま小容量のb点から大容量のc点に移動して切り換えが行われる。

ここで、上述したように容量切り換え後の吐出圧力P1'は $P1' < P1$ であり、もし圧力P1'がモ

ータ容量切り換えのための第2の設定値P2以下になると、油圧モータの容量は大容量 $\alpha 2$ から小容量 $\alpha 1$ に再び切り換わる(第5図ステップS5-4~S5-6)。よってハンチングが起こる。

この現象に鑑み、本実施例では第2の設定値P2を第1の設定値P1に対して前述した(1)式を満足するように定めている。即ち、実際の容量切り換え時には管路圧損が変わる影響があり、これを考慮すると、小容量 $\alpha 1$ から大容量 $\alpha 2$ への容量切り換え後の吐出圧力P1'は(3)式から管路圧損の変化量cを差し引いた下記の式で与えられる。

$$P1' = (\alpha 1 / \alpha 2) P1 - c \dots (5)$$

従って、第2の設定値P2を第1の設定値P1に対し(1)式の $P2 \leq (\alpha 1 / \alpha 2) P1 - c$ のように定めれば、容量切り換え後の吐出圧力P1'は第2の設定値P2以下となることはなく、モータ容量は大容量 $\alpha 2$ から小容量 $\alpha 1$ に再び切り換わらない。よって切り換え時のハンチングは防止できる。

〔発明の効果〕

本発明によれば、走行用油圧モータの容量制御に際して使用される第1及び第2の設定値の關係に特別な配慮をしたので、従来通り走行2速制御を自動的に行うことができると共に、容量の切り換え制御の際にハンチングを防止することができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例による走行用油圧駆動装置の回路図を含む概略構成図であり、第2図はそのコントローラで行われる処理内容を制御ブロックで示すブロック図であり、第3図は馬力制限制御のための第1の仮目標傾転角を求めるための入力トルク制限関数を示す図であり、第4図はロードセンシング制御による第1の仮目標傾転角の求め方の一例を示すブロック図であり、第5図は油圧モータの容量制御を行うための処理手順を示すフローチャートであり、第6図はポンプ吐出上昇時の吐出流量と走行用油圧モータの回転数との關係を示す図であり、第7図はそのときの吐出流量と吐出圧力との關係を示す図である。

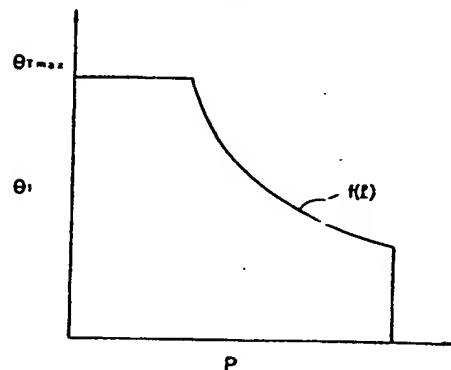
#### 符号の説明

- 1…油圧ポンプ
- 8, 9…走行用油圧モータ
- 12, 13…容量可変機構(モータ制御手段)
- 18…電磁弁(モータ制御手段)
- 35…圧力センサ
- 44…コントローラ(モータ制御手段)

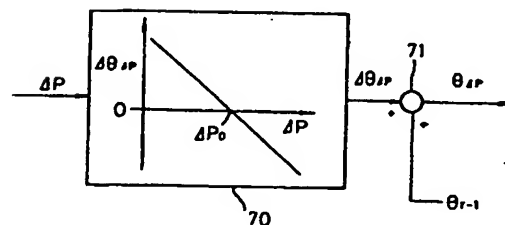
出願人 日立建機株式会社

代理人 弁理士 春日 譲

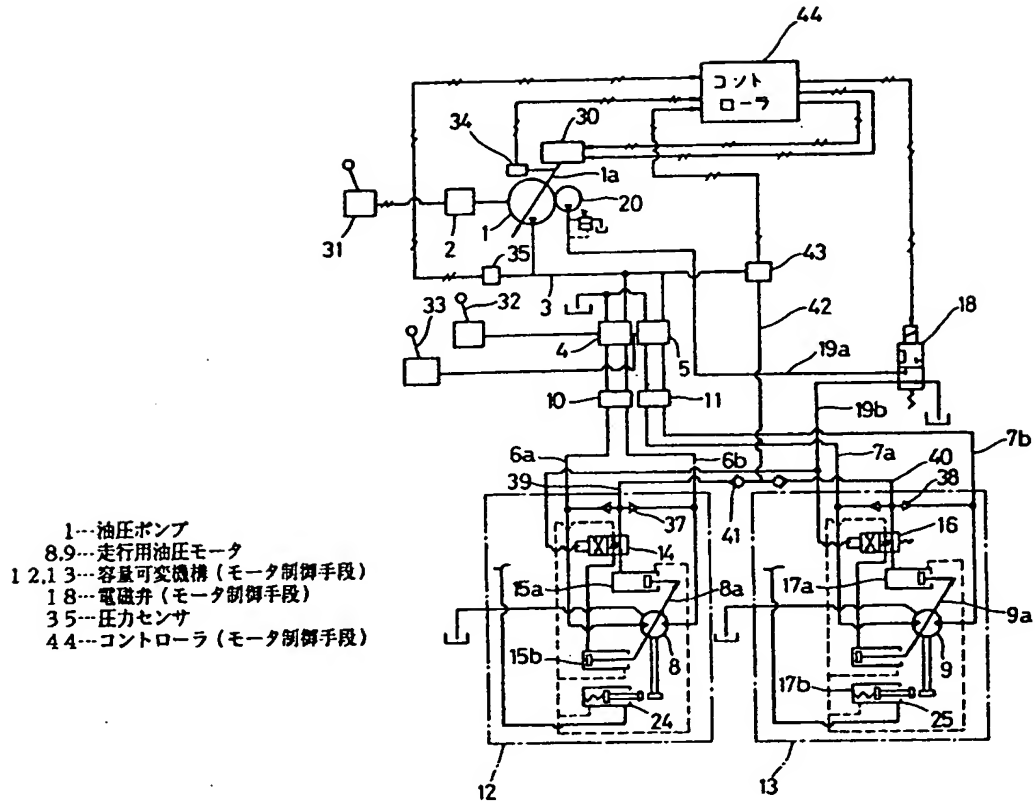
第3図



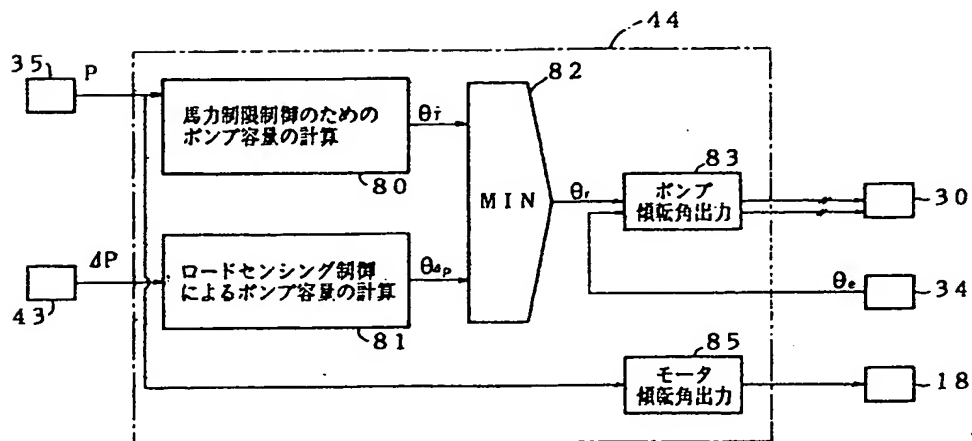
第4図



第 1 図

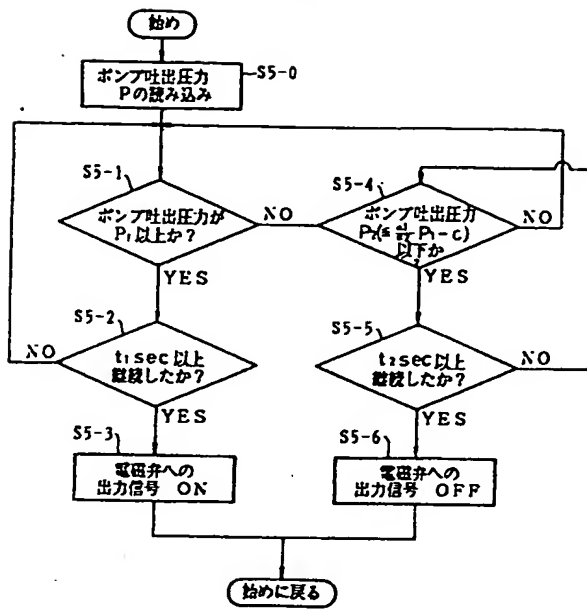


第 2 図

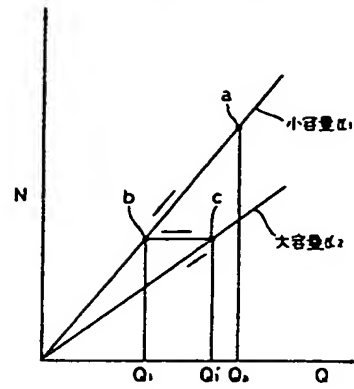




第 5 図



第 6 図



第 7 図

